

ST
Pho

PTO 2003-5510

ion
htm

SPE Signature Required for RUSH

Inf

S.T.I.C. Translations Branch

Fill out a separate request form for each document

*U. S. Serial No. : 10/031,686

*Requester's Name: Thu Nguyen Phone No.: 306-9130

Office Location: CP155 3409 Art Unit/Org.: 3661

Is this for the Board of Patent Appeals?

Date of Request: 9/9/03

*Date Needed By: 9/19/03

(Please indicate a specific date)

Document Identification (Select One):

Note: If submitting a request for patent translation, it is not necessary to attach a copy of the document with the request.

If requesting a non-patent translation, please attach a complete, legible copy of the document to be translated to this form and submit it at your EIC or a STIC Library

1. ☒

Patent

*Document No. DE 197 05 948

*Country Code German DE

*Publication Date 8/98

*Language Germany

No. of Pages _____ (filled by STIC)

Translations Branch
The world of foreign prior art to you

Translations

2. _____

Article

*Author _____

*Language _____

*Country _____

Equivalent
SearchingForeign
Patents

3. _____

Other

*Type of Document _____

*Country _____

*Language _____

RECEIVED

2003 SEP 10 AM 11:46

TRANSLATIONS DIVISION
USPTO SCIENTIFIC LIBRARY

To assist us in providing the most cost effective service, please answer these questions:

Will you accept an English Language Equivalent? Yes (Yes/No)

Would you like to review this document with a translator prior to having a complete written translation?
(Translator will call you to set up a mutually convenient time) No Yes/No

Would you like a Human Assisted Machine translation? Yes (Yes/No)

Human Assisted Machine translations provided by Derwent/Schreiber is the default for Japanese Patents 1993 onwards with an Average 5-day turnaround. 22 54

STIC USE ONLY

Copy/Search

Processor: _____

Date assigned: _____

Date filled: _____

Equivalent found: (Yes/No) _____

Doc. No.: _____

Country: _____

Wet Searched
Attached

Translation

Date logged in: 9-10-03

PTO estimated words: 2973

Number of pages: 11

In-House Translation Available: _____

In-House

Translator: _____

Assigned: _____

Returned: _____

Contractor:

Name: MC

Priority: 9-11-03

Sent: 9-17-03

Returned: 9-17-03

sira
Search and Information
Resources Administration



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Off nl gungsschrift
10 DE 197 05 948 A 1

21 Aktenzeichen: 197 05 948.1
22 Anmeldetag: 17. 2. 97
43 Offenlegungstag: 20. 8. 98

51 Int. Cl.⁶:
B 60 T 8/00
B 60 T 8/32
B 60 T 8/60
G 05 D 19/00
G 05 D 19/02
G 01 H 1/00

DE 197 05 948 A 1

71 Anmelder:
ITT Mfg. Enterprises, Inc., Wilmington, Del., US
74 Vertreter:
Blum, K., Dipl.-Ing., Pat.-Ass., 65779 Kelkheim

72 Erfinder:
Janssen, Gunnar, 61381 Friedrichsdorf, DE;
Burkhard, Dieter, 67714 Waldfishbach-Burgalben,
DE; Schmidt, Robert, 56477 Rennerod, DE; Bauer,
Thomas, 56859 Bullay, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 40 17 256 C2
DE 195 12 623 A1
DE 43 33 384 A1
DE 43 33 157 A1
DE 43 33 145 A1
DE 37 22 049 A1
GB 22 62 818 A
EP 04 21 065 A2

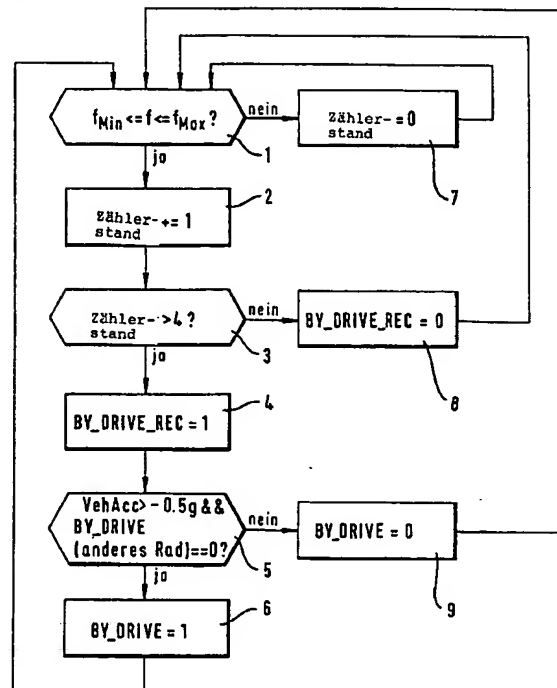
PTO 2003-5510

S.T.I.C. Translations Branch

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Verfahren zum Dämpfen von Antriebsstrangschwingungen

57 Bei einem Verfahren zum Dämpfen von kritischen, Gegenmaßnahmen erfordernden Rad- bzw. Antriebsstrangschwingungen während eines ABS-geregelten Bremsmanövers wird der Geschwindigkeitsverlauf der angetriebenen Räder analysiert und beim Erkennen von kritischen Radschwingungen für eine bestimmte Zeitspanne auf eine Sonderregelung umgeschaltet. Durch das Einsetzen der Sonderregelung wird ein Bremsdruckabbau verhindert, der Druck konstantgehalten oder höchstens ein verzögerter Druckaufbau zugelassen.
Beim Auftreten von Schwingungen mit für Radschwingungen typischer Frequenzlage wird radindividuell die Anzahl der aufeinanderfolgenden Schwingungen oder Halbschwingungen gezählt. Beim Erreichen eines vorgegebenen Zählerstandes wird eine Schwingungserkennung (BY_DRIVE_REC=1) signalisiert, wenn zu diesem Zeitpunkt die Fahrzeugbeschleunigung über einem vorgegebenen Grenzwert liegt und wenn an dem anderen angetriebenen Rad noch keine Schwingungserkennung erfolgt ist.



DE 197 05 948 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Dämpfen von Radschwingungen oder Antriebsstrangschwingungen, die während eines geregelten Bremsmanövers, insbesondere während eines ABS-geregelten Bremsvorgangs, vorgerufen werden.

Aus der WO 90/06250 ist bereits ein Antiblockierregelsystem bekannt, das Schalmittel zur Erkennung von Rad- und Achsschwingungen und Beeinflussungsmittel zum Einleiten von Maßnahmen zur Dämpfung solcher Schwingungen enthält. Das Drehverhalten der Räder wird mit Radsensoren gemessen. Nach dieser Schrift wird als Kriterium zur Schwingungserkennung ausgewertet, daß bei Vorliegen einer Schwingung die Zykluszeiten etwa gleich groß sind.

Des weiteren ist in der GB 2 289 097 A ein Antiblockiersystem beschrieben, bei dem aus den Geschwindigkeiten der angetriebenen Räder die Drehgeschwindigkeit am Differential ermittelt und durch Filterung dieses Signals festgestellt wird, ob dieser Drehgeschwindigkeit eine Schwingungskomponente, die im Frequenzbereich der Antriebsstrangschwingungen liegt, überlagert ist. Wenn zwei Bedingungen erfüllt sind, nämlich wenn die Schwingungsfrequenz im Bereich zwischen 5 und 12 Hz liegt und wenn das gefilterte Signal einen Schwellwert überschreitet, liegen Antriebsstrangschwingungen vor. Es wird eine die Schwingungen dämpfende Korrektur der Bremsdruckmodulation vorgenommen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, Radschwingungen oder Antriebsstrangschwingungen, die den Fahrkomfort und Regelungskomfort beeinträchtigen und auch, wenn sich die Schwingungen aufschaukeln, die Fahrsicherheit gefährden können, wirkungsvoll zu dämpfen.

Es hat sich gezeigt, daß diese Aufgabe durch das in Anspruch 1 beschriebene Verfahren gelöst wird, dessen Besonderheit darin besteht, daß beim Erkennen von kritischen Schwingungen an einem nach vorgegebenen Kriterien ausgewählten Antriebsrad die Bremsdruckregelung dieses Rades für eine bestimmte Zeitspanne auf eine Sonderregelung, die die Schwingungsdämpfung bewirkt, umgeschaltet wird.

Nach einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel der Erfindung ist vorgesehen, daß nach dem Einsetzen der Sonderregelung ein Bremsdruckabbau an diesem Rad verhindert wird und ein regelungsbedingter Bremsdruckaufbau höchstens verzögert und/oder nur mit flachem, abgeflachtem Gradienten zugelassen wird. Es kann auch zweckmäßig sein, während der Sonderregelung den Bremsdruck zumindest annähernd konstant zu halten.

Die Sonderregelung wird erst beendet, wenn der Bremschlupf des Rades einen vorgegebenen, hohen Grenzwert in der Größenordnung zwischen 40% und 60%, z. B. von 50%, überschreitet.

Ferner ist es erfindungsgemäß vorgesehen, Radschwingungen, die in einem vorgegebenen, für Antriebsstrangschwingungen typischen Frequenzbereich von z. B. 5 Hz und 23 Hz liegen, die bei einer über einem Grenzwert liegenden Fahrzeugbeschleunigung auftreten und die über eine vorgegebene Zeitspanne oder Schwingungszahl hinaus andauern, als kritisch zu bewerten. Die Schwingungsdämpfung ist vornehmlich im Niedrigreibwertbereich erforderlich, weshalb als Grenzwert für die Fahrzeugbeschleunigung, der überschritten werden muß, zweckmäßiger Weise ein Wert zwischen -0,6 g und -0,3 g, z. B. -0,5 g, vorgegeben wird.

Auf Radschwingungen bzw. Antriebsstrangschwingungen soll sehr schnell reagiert werden, doch ist ein nicht gerechtfertigter Eingriff zu vermeiden. Daher wird erfindungsgemäß nach einem Ausführungsbeispiel eine Mindestzahl

von 5 aufeinanderfolgenden Halbschwingungen als Kriterium für das Umschalten auf die Sonderregelung bzw. auf das Einleiten von Dämpfungsmaßnahmen bewertet.

Weitere Einzelheiten der Erfindung gehen aus der folgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der beigefügten Abbildungen hervor.

Es zeigen:

Fig. 1 ein Flußdiagramm zur Veranschaulichung der Schwingungserkennung,

Fig. 2a im Diagramm einen typischen Radgeschwindigkeitsverlauf während eines ABS-geregelten Bremsmanövers,

Fig. 2b in gleicher Darstellungsweise wie Fig. 2a den Radgeschwindigkeitsverlauf beim Auftreten von Antriebsstrangschwingungen und

Fig. 3 Diagramme zur Veranschaulichung des Verlaufes der Radgeschwindigkeiten und der Bremsdrücke während eines ABS-geregelten Bremsvorgangs beim Auftreten von Antriebsstrangschwingungen und das Auslösen von Dämpfungsmaßnahmen.

Das Flußdiagramm nach Fig. 1, das die einzelnen Schritte und den prinzipiellen Entscheidungsablauf in vereinfachter Form wiedergibt, veranschaulicht das erfindungsgemäße Verfahren. Zum Erkennen von Radschwingungen bzw. Antriebsstrangschwingungen wird zunächst in einem Programmschritt 1 oder Filter 1 festgestellt, ob die Schwingungsfrequenz f in einem für Antriebsschwingungen typischen Frequenzbereich liegt. Als zweckmäßig hat sich ein Frequenzbereich von

$$f_{\text{Min}} = 5 \text{ Hz bis } f_{\text{Max}} = 23 \text{ Hz}$$

erwiesen. Liegen die Schwingungen in diesem Bereich ("ja") und wird eine bestimmte Mindestdauer des Schwingens bzw. eine bestimmte Mindestzahl von Schwingungen festgestellt, folgt der nächste Schritt im Flußdiagramm in Richtung auf eine Dämpfungsmaßnahme. Im dargestellten Beispiel ist ein Zähler 2 vorgesehen, der bei jeder Halbwelle der Schwingung, insbesondere bei jedem "peak" (siehe Fig. 3) der Antriebsstrangschwingung um den Wert "1" inkrementiert wird und der reagiert (Schritt 3), wenn der Zählerwert "4" überschritten wird. Beim Überschreiten des Zählerstandes "4" wird in dem Flußdiagramm nach Fig. 1 ein Erkennungssignal

$$\text{BY_DRIVE_REC} = 1$$

gesetzt, also gewissermaßen eine Vorstufe einer Schwingungserkennung. Dies geschieht in dem Programmschritt 4.

Als nächstes gilt es im Schritt 5 festzustellen, ob die Fahrzeugbeschleunigung über einem vorgegebenen Mindestwert von z. B. -0,5 g liegt, d. h.

$$\text{VehAcc} > -0,5 \text{ g}$$

und ob auch die zweite Bedingung

$$\text{BY_DRIVE}(\text{anderes Rad}) = 0 ?$$

erfüllt ist. Eine relativ hohe Fahrzeugbeschleunigung (> -0,5 g) bzw., in anderen Worten, eine unter -0,5 g liegende Verzögerung beinhaltet eine Aussage über den momentanen Straßenzustand bzw. Reibbeiwert; bei hoher Fahrzeugverzögerung, die aus physikalischen Gründen nur bei günstigen Straßenbedingungen möglich ist, soll die erfindungsgemäße Dämpfungsmaßnahme nicht durchgeführt werden.

Die zweite Bedingung

BY_DRIVE(anderes Rad) = 0

bzw. die von dieser Bedingung abhängige Entscheidung hat zur Folge, daß die Dämpfungsmaßnahme stets nur auf eines der beiden angetriebenen Räder – es werden hier nur Fahrzeuge mit einer angetriebenen Achse betrachtet – angewendet wird. Dadurch wird es möglich, relativ "drastische" Dämpfungsmaßnahmen zu verwirklichen, bei denen z. B. kurzzeitig ein sehr hoher Bremschlupf in Kauf genommen wird. In einem Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Verfahrens Dämpfungsmaßnahme setzt nach Umschaltung auf die Sonderregelung der Druckabbau an dem geregelten Rad erst ein, wenn ein relativer Schlupf von 50% überschritten wird.

Sind die im Entscheidungsschritt 5 überprüften Bedingungen erfüllt ("ja"), wird, wie Programmschritt 6 symbolisiert, Schwingungserkennung, d. h. das Erkennen Antriebsstrangschwingungen signalisiert. Für das betreffende Antriebsrad gilt

BY_DRIVE = 1.

Für dieses Rad wird für eine vorgegebene Zeitspanne die Sonderregelung ausgelöst, die die Antriebsstrangschwingungen wirkungsvoll dämpft. Die Standard-Bremsdruckregelung des Rades wird für eine bestimmte Zeitspanne modifiziert; dies wird nachfolgend anhand der Fig. 3 näher erläutert.

In dem Flußdiagramm nach Fig. 1 ist somit

BY_DRIVE_REC

das eigentliche Schwingungs-Erkennungssignal oder Erkennungs-Bit; "BY_DRIVE" läßt sich dagegen als Steuersignal oder Steuer-Bit interpretieren. BY_DRIVE wird nur dann gesetzt (d. h. BY_DRIVE = 1), wenn, wie bereits zuvor beschrieben, die berechnete Fahrzeugverzögerung kleiner ist als $-0,5\text{ g}$ ist und wenn das Steuer-Bit (BY_DRIVE) für das andere Antriebsrad nicht oder noch nicht gesetzt ist, d. h.

BY_DRIVE anderes Rad = 0.

Das Steuersignal BY_DRIVE wird folglich nur bei Bremsvorgängen auf Fahrbahnen mit niedrigem bis mittlerem Reibbeiwert und immer nur für eines der beiden Antriebsräder gesetzt. Sobald die Fahrzeugverzögerung größer wird als der vorgegebene Grenzwert, im vorliegenden Beispiel größer als $-0,5\text{ g}$, wenn die Schwingungen abgeklungen sind oder den Frequenzbereich $> f_{\text{Min}}; < f_{\text{Max}}$ verlassen haben, so daß "BY_DRIVE_REC" von 1 auf 0 wechselt, endet die Schwingungserkennung und damit die durch die Schwingerkennung an dem betreffenden Rad ausgelöste Dämpfungsmaßnahme.

"BY_DRIVE" dient beispielsweise als Steuer-Bit für die Umschaltung oder Modifizierung der Druckmodulation an den Antriebsrädern.

Das Zurücksetzen des Zählers, wenn die Frequenz außerhalb des vorgegebenen, kritischen Bereichs liegt, der Status des Erkennungssignals (BY_DRIVE_REC = 0) bei zu niedrigem Zählerstand und die Nicht-Erfüllung der UND-Bedingung 5 werden in Fig. 1 durch die Programmschritte 7, 8 und 9 symbolisiert.

Fahrversuche haben gezeigt, daß durch die beschriebene Schwingungserkennung und durch die Dämpfungsmaßnahmen nach der Erfindung die störenden Antriebsstrangschwingungen wirksam und schnell unterdrückt werden können. Bei einer Erkennungsbandbreite von 5 Hz bis 23 Hz und bei einer Reaktion nach fünf Halbschwingungen

(Zählerstand > 4 gemäß Programmschritt 3 in Fig. 1) werden in der Praxis die Antriebsstrangschwingungen nach etwa 250 ms erkannt. Durch die vorgenannten drastischen Dämpfungsmaßnahmen vergehen in der Praxis vom Zeitpunkt des Schwingungsbeginns bis zum Ausklingen der Schwingungen ca. 700 bis 800 ms.

Fig. 2a veranschaulicht den Geschwindigkeitsverlauf eines Rades während eines normalen geregelten Bremsvorgangs. Wenn man den Regelungsvorgang und die Regelungsreaktion, wie in Fig. 2a angedeutet, in aufeinanderfolgende Phasen Ph2, Ph4, Ph3 unterscheidet, findet in der Phase Ph2 der Druckabbau, in der Phase Ph3 der Druckaufbau und in der Phase Ph4 im wesentlichen ein Druckhalten, ggf. ein vorzeitiger Druckaufbau, statt.

Treten bei dem ABS-geregelten Bremsmanöver Antriebsstrangschwingungen auf, führt dies zu dem in Fig. 2b dargestellten Verlauf der Radgeschwindigkeit. Ohne Dämpfungsmaßnahmen stellt sich ein schneller Wechsel zwischen Druckabbau- und Druckaufbauphasen ein, die Regelfrequenz wird hoch. Dies hat die zuvor genannten Komforteinbußen und störenden Geräusche, erhöhten Verschleiß und auch sicherheitskritische Regelvorgänge zur Folge.

In dem Meßschrieb nach Fig. 3 ist als Ausschnitt aus einem ABS-geregelten Bremsmanöver der Geschwindigkeitsverlauf

v_1, v_2

der beiden Antriebsräder eines Fahrzeugs in einer durch Antriebsstrangschwingungen belasteten Bremsphase wiedergegeben. Außerdem sind die Erkennungs- und Steuerungssignale

BY_DRIVE_REC 1, 2

(d. h. am Rad "1", Rad "2") und

BY_DRIVE 1, 2

dargestellt. Die durchgehenden Kennlinien gelten für das Antriebsrad 1, die gestrichelten Linien für das Antriebsrad 2.

Es sind der Geschwindigkeitsverlauf der beiden Räder und der Bremsdruck

p_1, p_2

in den zugehörigen Radbremsen dargestellt.

Die Antriebsräder mit den Radgeschwindigkeiten v_1, v_2 geraten nach dem Einsetzen der Blockierschutzregelung zum Zeitpunkt t_0 in Schwingungen. Die Schwingungsfrequenz f (vgl. Fig. 1) liegt in dem für Antriebsstrangschwingungen typischen Bereich und in dem durch das Filter 1 vorgegebenen Frequenzbereichs. Die Schwingungshalbwellen werden durch den Zähler 2 gezählt. Der Zählerstand erreicht zum Zeitpunkt t_1 den Wert "5", überschreitet also zu diesem Zeitpunkt t_1 den Grenzwert "4" und löst dadurch ein Erkennungssignal BY_DRIVE_REC 1 aus (siehe oberste Kennlinie in Fig. 3). Zu diesem Zeitpunkt t_1 liegt die Fahrzeugbeschleunigung über $-0,5\text{ g}$ (dies ist in Fig. 3 nicht dargestellt); außerdem ist zum Zeitpunkt t_1 das Signal BY_DRIVE 2, also der Steuer-Bit des "anderen" Rades, noch nicht gesetzt, so daß nunmehr für dieses Antriebsrad 1 ein Erkennungs- oder Steuersignal

BY_DRIVE 1 = 1

abgegeben und dadurch an diesem Rad eine Dämpfungs-

maßnahme ausgelöst wird. Wie dem Verlauf des Bremsdruckes p_1 am Antriebsrad 1 zu entnehmen ist, wird der Bremsdruck im Anschluß an t_1 konstantgehalten, obwohl bei "normaler" Bremsdruckregelung die starke Verzögerung oder der ansteigende Schlupf am Rad 1 einen Druckabbau zur Folge haben müßte.

Der Schlupf am Antriebsrad 1 erreicht schließlich zum Zeitpunkt t_3 einen bestimmten Grenzwert, z. B. einen relativen Schlupfwert von 50%, so daß nun unabhängig von den Schwingungs-Erkennungssignalen ein regelungsbedingter Abbau des Bremsdruckes p_1 erfolgt. Dieser Druckabbau hat dann, wie die Geschwindigkeitskurve v_1 erkennen läßt, sehr bald eine Erholung des Rades 1 und Annäherung der Radgeschwindigkeit v_1 an die (nicht dargestellte) Fahrzeuggeschwindigkeit zur Folge.

Das zweite Antriebsrad mit der Geschwindigkeit v_2 gerät ebenfalls etwa ab dem Zeitpunkt t_0 ins Schwingen. Dies wird jedoch im dargestellten Beispiel nicht "erkannt" bzw. führt nicht zu Dämpfungsmaßnahmen am Rad 2, weil als erstes, nämlich zum Zeitpunkt t_1 , eine Schwingungserkennung am Rad 1 stattfindet. Die geringe zeitliche Differenz zwischen t_1 und t_2 , die sich auf eine entsprechende Verzögerung des Signales BY_DRIVE_REC 2 gegenüber dem Signal BY_DRIVE_REC 1 auswirkt, veranschaulicht dies. Durch die Beschränkung der Dämpfungsmaßnahmen auf ein bestimmtes Antriebsrad wird es möglich, eine radikale, "drastische" Dämpfungsmaßnahme vorzusehen, die in sehr kurzer Zeit zum Abklingen der Antriebsstrangschwingungen führt. Ein Vergleich des Bremsdruckverlaufs p_1 am Rad 1, das der Sonderregelung unterliegt, mit dem Druck p_2 am Antriebsrad 2, das normal geregelt wird, veranschaulicht die Unterschiede. Durch die beschriebene Konstanthaltung des Bremsdruckes in der Zeitspanne von t_1 bis t_3 und die Inkaufnahme eines sehr hohen Bremsschlupfes wird die wirkungsvolle Dämpfung erreicht. Der Abbau des Bremsdruckes p_2 am Rad 2 setzt dagegen als Folge des Radverlaufs v_2 bereits vor dem Zeitpunkt t_2 ein.

Die Erkennungssignale im Anschluß an t_4 führen in dem in Fig. 3 dargestellten Beispiel eines Bremsvorgangs zu keinen weiteren Dämpfungsmaßnahmen, weil offensichtlich der Bremsdruck bereits weitgehend abgebaut ist oder der geregelte Bremsvorgang weitgehend beendet ist. Die Amplituden der überlagerten Schwingungen nach t_4 sind relativ gering.

Fig. 3 zeigt also ein Beispiel einer wirkungsvollen Maßnahme zur Schwingungsdämpfung als Folge der Antriebsstrangschwingungserkennung, die auch die Auswahl oder Erkennung eines der beiden Räder nach vorgegebenen Kriterien und damit die Vorbereitung für die erfindungsgemäßen Dämpfungsmaßnahmen umfaßt; da die Radschwingungen durch Antriebsstrangschwingungen hervorgerufen werden, treten solche Schwingungen natürlich an beiden Antriebsrädern auf, wenn auch ggf. mit unterschiedlicher Intensität und Phasenlage.

Die Wahl der Erkennungsbandbreite von 5 Hz bis 23 Hz, realisiert durch das Filter 1 gemäß Fig. 1, und das Zählen von mindestens fünf aufeinanderfolgenden Halbschwingungen als eine Voraussetzung für die Schwingungserkennung, haben einerseits eine sichere Reaktion auf Schwingungen und andererseits eine schnelle Erkennung und damit Auslösung von Gegenmaßnahmen bzw. Dämpfungsmaßnahmen zur Folge. In der Praxis werden auf diese Weise Antriebsstrangschwingungen nach spätestens 250 ms erkannt und können in einem daran anschließenden Zeitraum von 400 ms–600 ms wirksam gedämpft werden.

Antriebsstrangschwingungen treten vor allem bei geregelten Bremsvorgängen im eingekuppelten Zustand auf bestimmten Niedrigreibwertfahrbahnen auf. Besonders stark

sind sie auf sogenanntem "Peak-Eis", nämlich bei Straßenbedingungen, bei denen der Reibwert nur innerhalb eines relativ schmalen Schlupfbereichs maximal ist und außerhalb dieses Bereichs schnell abnimmt.

Eine Analyse ergab, daß die Druckmodulation, die ein geregelter Bremsvorgang zur Folge hat, im ungünstigsten Fall die Schwingungsneigung der Antriebsräder verstärkt, indem genau dann Druckabbau erfolgt, wenn das Rad in der Wiederbeschleunigungsphase ist und, umgekehrt, genau dann Druck aufgebaut wird, wenn das Rad in den Schlupf läuft. Um diesem Verhalten entgegenzuwirken, wurde das beschriebene Verfahren entwickelt, das das frühzeitige Erkennen von Antriebsstrangsschwingungen, die Bestimmung eines Antriebsrades, an dem die Dämpfungsmaßnahme ansetzt, und das Umschalten auf die Sonderregelung, die die Schwingungsdämpfung bewirkt, zum Gegenstand hat.

Durch die Gegenmaßnahmen soll generell eine Schwingungsanregung verhindert werden und bei erkannter Schwingung Druckabbau, Druckaufbau und Druckkonstanthalten derart gesteuert werden, daß ein schwingendes Rad aktiv gedämpft wird.

Zur Vermeidung der Schwingungsanregung wird ein frühzeitiger Druckaufbau, der bei bestimmten Bedingungen schon in der eigentlichen Druck-Konstanthaltphase sinnvoll ist, ausgeschlossen, wenn Druck-Abbauvorgänge und -aufbauvorgänge direkt hintereinander erfolgen.

Gerät der Antriebsstrang trotzdem ins Schwingen oder setzen sich die Schwingungen fort, werden weitere Maßnahmen wirksam.

Als wirkungsvollste Maßnahme hat sich ein Druckabbau-stop erwiesen, bei dem das Druckniveau im Radbremszylinder eines der beiden schwingenden Räder bis zum Erreichen von maximal 50% relativem Radschlupf aufrechterhalten wird. Dies führt zu einem tiefen Schlupfeinlauf des Rades, wobei die Schwingung stark abklingt. Die Schwingungsdämpfung wird über das Differential auch auf das zweite Antriebsrad der Achse übertragen, für das kein Druckstop gilt.

Ist ein relativer Radschlupf von mehr als 50% erreicht, wird dem Rad durch gepulsten Druckabbau die Möglichkeit der Wiederbeschleunigung gegeben. Hierdurch und durch die Tatsache, daß diese Maßnahme nur für ein Rad angewendet wird, wird erreicht, daß der Motor nicht ausgeht.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Dämpfen von Radschwingungen oder Antriebsstrangschwingungen während eines geregelten Bremsmanövers, **dadurch gekennzeichnet**, daß beim Erkennen von kritischen Schwingungen an einem nach vorgegebenen Kriterien ausgewählten Antriebsrad die Bremsdruckregelung dieses Rades für eine bestimmte Zeitspanne auf eine Sonderregelung umgeschaltet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß nach dem Einsetzen der Sonderregelung ein Bremsdruckabbau verhindert und ein regelungsbedingter Bremsdruckaufbau verzögert und/oder nur mit flachem Gradienten zugelassen wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß während der Sonderregelung der Bremsdruck zumindest annähernd konstantgehalten wird.
4. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Sonderregelung beendet wird, sobald der Bremsschlupf des Rades einen vorgegebenen Grenzwert, insbesondere einen relativen Schlupfwert in der Größenordnung zwischen 40 und 60%, z. B. 50%, überschreitet.

5. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß Radschwingungen, die in einem vorgegebenen, für Antriebsstrangschwingungen typischen Frequenzbereich liegen, die bei einer über einem Grenzwert liegenden Fahrzeugbeschleunigung auftreten und die über eine vorgegebene Zeitspanne oder Schwingungszahl hinaus andauern, als kritisch bewertet werden. 5
6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß als typischer Frequenzbereich ein Schwingungsbereich zwischen 5 Hz und 23 Hz vorgegeben wird. 10
7. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Grenzwert eine Fahrzeugbeschleunigung, die größer ist als -0,6 g bis -0,3 g, insbesondere größer als -0,5 g, vorgegeben wird. 15
8. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß nur Radschwingungen, die über eine vorgegebene Mindestzahl von aufeinanderfolgenden Schwingungen oder Halbschwingungen hinaus andauern, als kritisch bewertet werden. 20
9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß als Mindestzahl 4 bis 8, z. B. 5, aufeinanderfolgende Halbschwingungen vorgegeben werden. 25

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

30

35

40

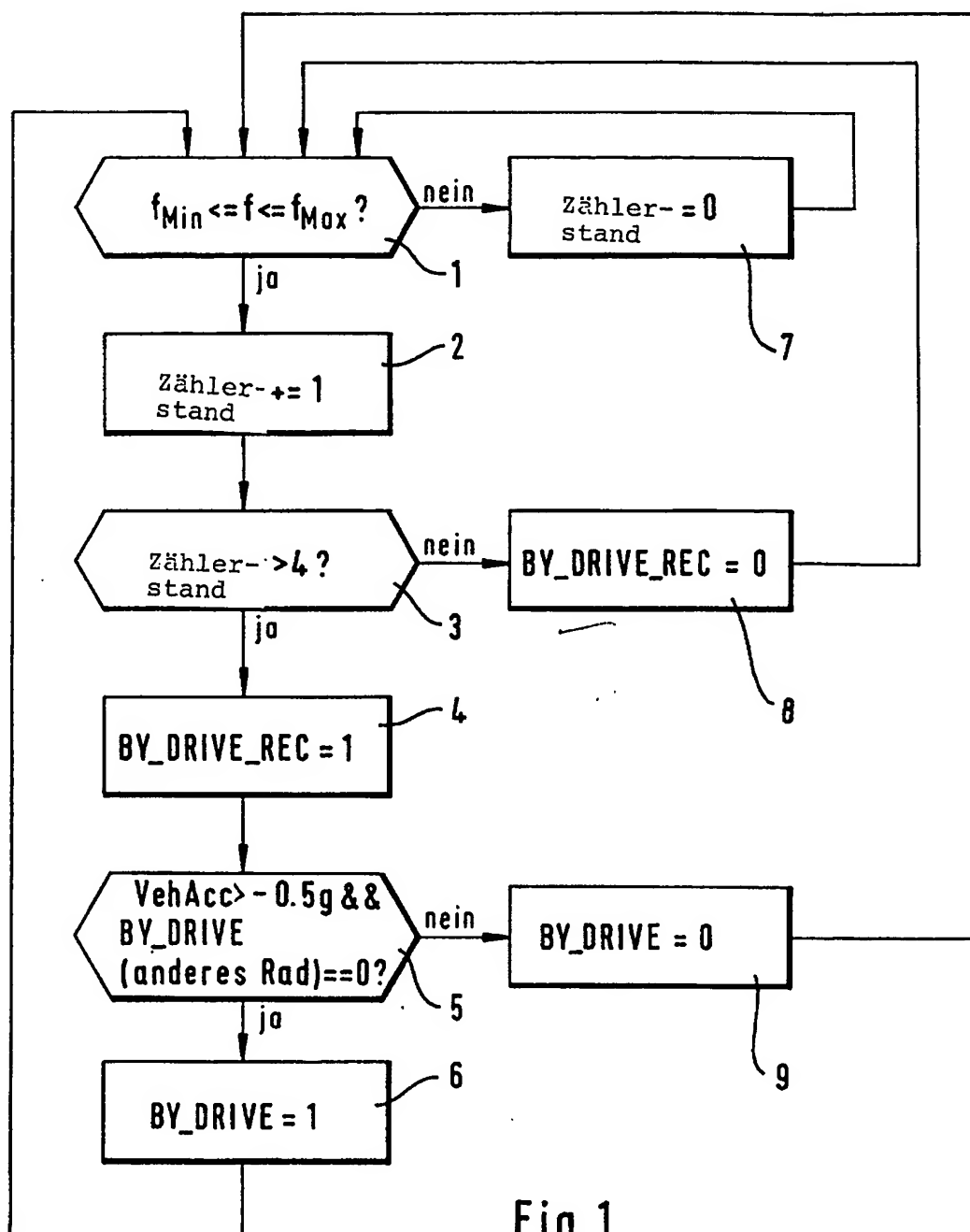
45

50

55

60

65



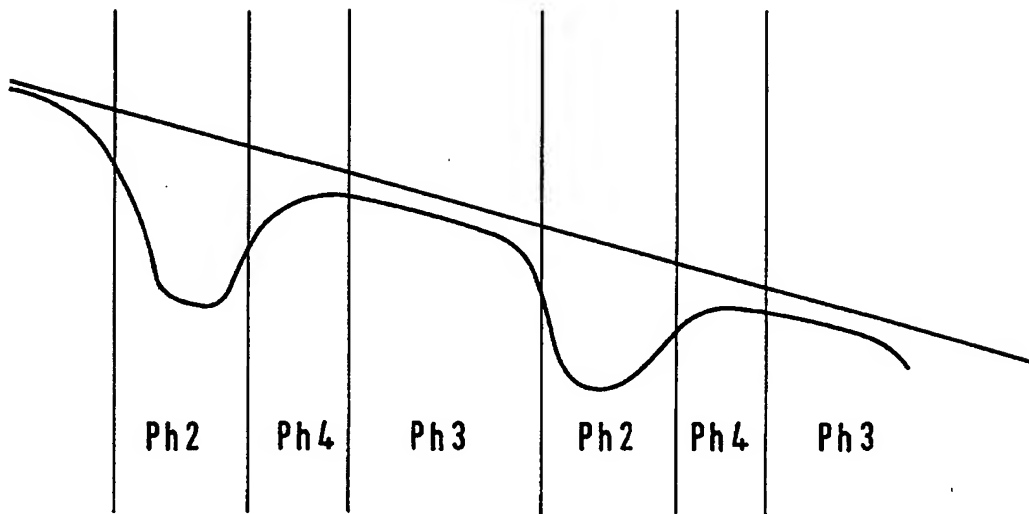


Fig. 2a

Ph2 : Druckabbau
Ph3 : Druckaufbau
Ph4 : Druckhalten

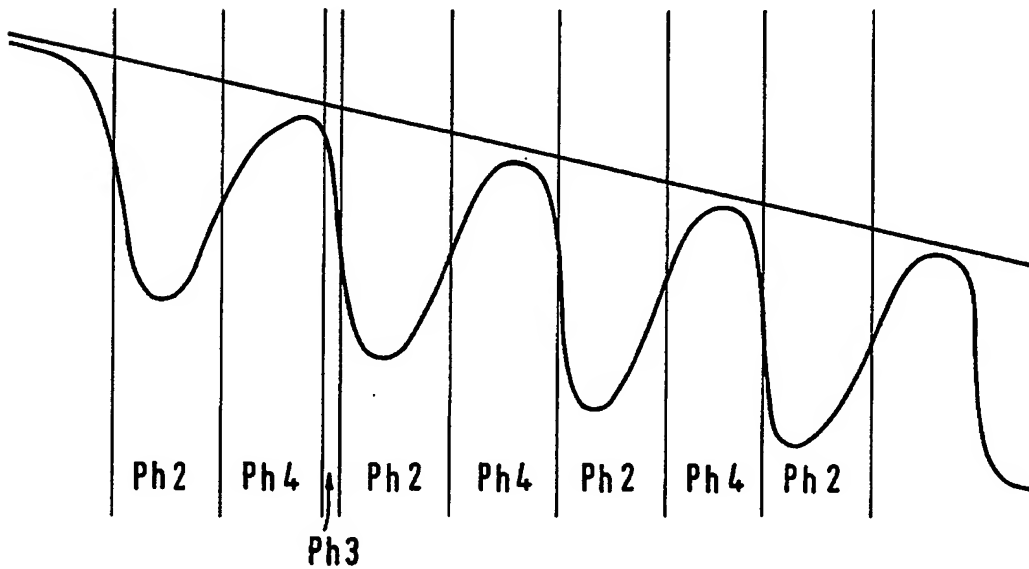


Fig. 2b

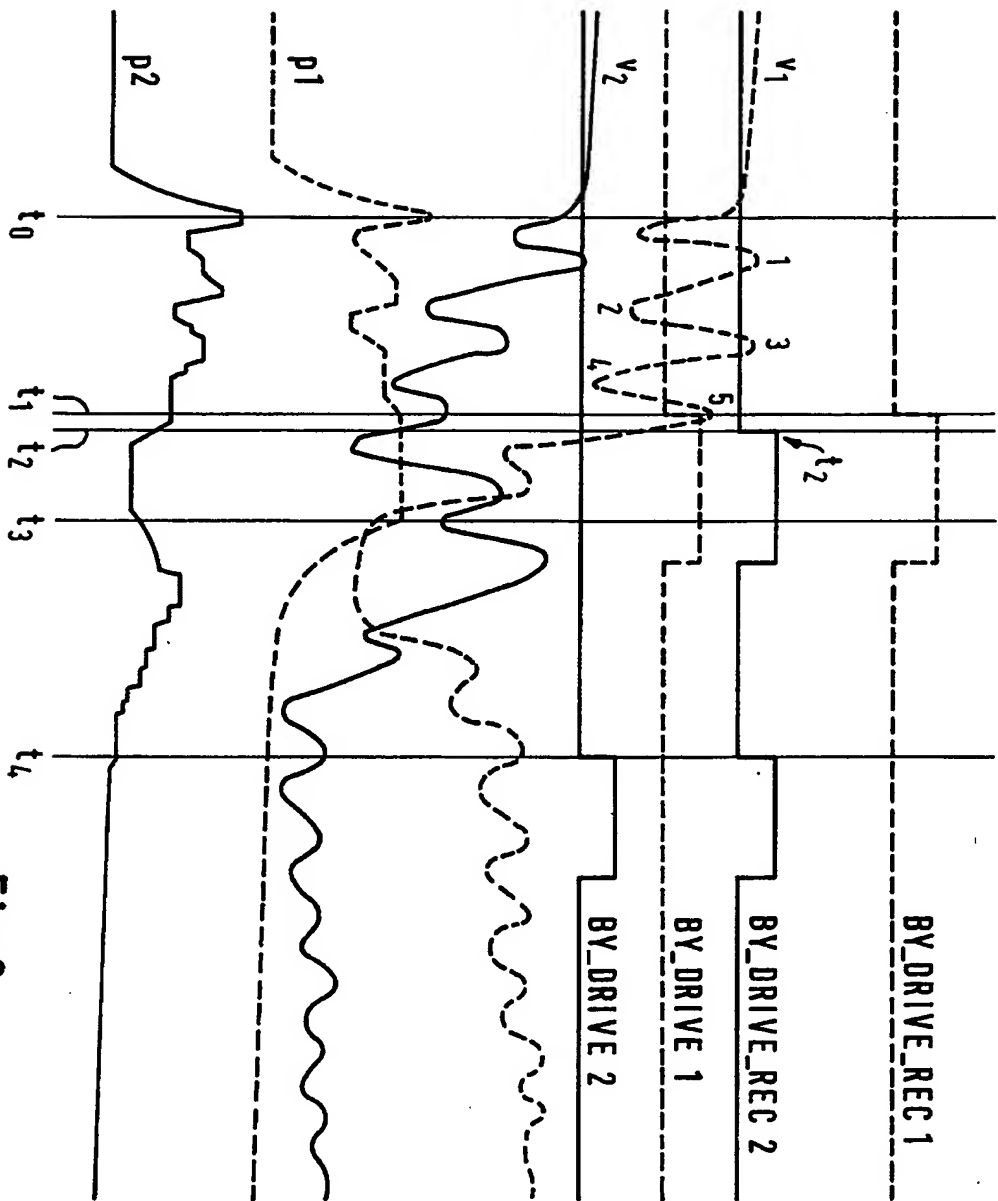


Fig.3

PTO 03-5510

German Patent No. 197 05 948 A1
Offenlegungsschrift

METHOD FOR DAMPING DRIVETRAIN VIBRATIONS

Gunnar Janssen et al.

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE
WASHINGTON, D.C. SEPTEMBER 2003
TRANSLATED BY THE RALPH MCELROY TRANSLATION COMPANY

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
 GERMAN PATENT OFFICE
 PATENT NO. DE 197 05 948 A1
 Offenlegungsschrift

Int. Cl. ⁶ :	B 60 T	8/00
	B 60 T	8/32
	B 60 T	8/60
	G 05 D	19/00
	G 05 D	19/02
	G 01 H	1/00

Filing No.:	197 05 948.1
Filing Date:	February 17, 1997
Laid Open to Public Inspection:	August 20, 1998

METHOD FOR DAMPING DRIVETRAIN VIBRATIONS

[Verfahren zum Dämpfen von Antriebsstrangschwingungen]

Inventors:	Gunnar Janssen et al.
Applicant:	ITT Mfg. Enterprises, Inc.
Publications to be Consulted in Determining Patentability:	DE 40 17 256 C2 DE 195 12 623 A1 DE 43 33 384 A1 DE 43 33 157 A1 DE 43 33 145 A1 DE 37 22 049 A1 GB 22 62 818 A EP 04 21 065 A2

The following particulars are taken from the documents submitted by the applicant

The invention pertains to a method for damping wheel vibrations or drivetrain vibrations that are produced during a controlled braking maneuver, in particular, during an ABS-controlled braking process.

An antilock control system, which contains switching means for recognizing wheel and axle vibrations, as well as influencing means for measures to damp such vibrations, is known from WO 90/06250. The rotational behavior of the wheels is measured with wheel sensors. According to this document, the fact that cycle times are roughly equally large in case of a vibration is evaluated as the criterion for vibration recognition.

Furthermore, GB 2 289 097 A describes an antilocking system in which the rotational velocity at the differential is calculated from the velocities of the driven wheels and it is determined by filtering this signal whether a vibrational component lying in the frequency range of drivetrain vibrations is superimposed on this signal. If two conditions are met, namely if the vibrational frequency lies in the range between 5 and 12 Hz and if the filtered signal exceeds a threshold value, drivetrain vibrations are present. A correction of the brake pressure modulation so as to damp the vibrations is then performed.

vibrating
range

The invention is based on the problem of effectively damping wheel vibrations or drivetrain vibrations that impair driving comfort and the ease of control and which can, if the vibrations reinforce one another, also endanger driving safety.

It has been shown that this problem is solved by the method described in Claim 1; its specific feature is that, when critical vibrations are recognized on a drive wheel selected according to prescribed criteria, the brake pressure control of this wheel changes over for a defined time span to a special control unit which effects the vibration damping.

According to an advantageous embodiment of the invention, it is provided that, after the start of special control, a relief of brake pressure is prevented and a control-induced pressure buildup is permitted only with a delay and/or a shallow, flattened gradient. It may also be expedient to hold the brake pressure at least approximately constant during the special control

Special control is ended only when the brake slippage of the wheel exceeds a prescribed high limit value on the order of between 40% and 60%, for instance, 50%.

It is also provided according to the invention to consider as critical those wheel vibrations which lie within a prescribed frequency range, typical of drivetrain vibrations, of, for instance, 5-23 Hz, which appear at a vehicle acceleration above a limit value and which last beyond a prescribed time span or number of vibrations. Vibration damping is necessary predominantly in the low coefficient of friction range which is the reason why, as the limit value for vehicle acceleration that must be exceeded, a value between -0.6 g and -0.3 g is specified, e.g., -0.5 g.

Reaction to wheel vibrations or drivetrain vibrations is supposed to be very fast, but an unjustified intervention must be avoided. Therefore, a minimum number of 5 successive half-vibrations is evaluated in one embodiment of the invention as the criterion for changing over to special control or for the initiation of damping measures.

vibration
#

Additional details of the invention are evident from the description below of embodiments on the basis of the attached figures.

These show:

Figure 1, a flow chart to illustrate vibration recognition;

Figure 2a, in a diagram, a typical wheel speed curve during an ABS-controlled braking maneuver;

Figure 2b, in the same mode of representation as in Figure 2a, the wheel speed curve upon the appearance of drivetrain vibrations; and

Figure 3, diagrams to illustrate the curves of wheel speeds and brake pressures during an ABS-controlled braking process upon appearance of drivetrain vibrations and the initiation of damping measures.

The flow diagram of Figure 1, which reproduces the individual steps and the basic decision sequence in simplified form, illustrates the method according to the invention. To recognize wheel vibrations or drivetrain vibrations, it is first determined in a program step 1 or filter 1 whether the vibration frequency f lies in a frequency range typical of drivetrain vibrations. A frequency range of

$$f_{\text{Min}} = 5 \text{ Hz to } f_{\text{Max}} = 23 \text{ Hz}$$

has proven appropriate. If the vibrations lie in this range ("yes") and if a designated minimum duration or a designated minimum number of vibrations are detected, the next step follows in the flow chart in direction toward a damping measure. In the illustrated example, a counter 2 is used that is incremented by the value "1" for each halfwave of the vibration, in particular, for each peak of the drivetrain vibration (see Figure 3) and which reacts (step 3) whenever the count value "4" is exceeded. When the counter level "4" is exceeded in the flow chart of Figure 1, a recognition signal

BY_DRIVE_REC = 1

is set, this being in a sense a preliminary stage of a vibration recognition. This happens in program step 4.

The next point is to determine in step 5 whether the vehicle acceleration lies above a prescribed minimum value of, for instance, -0.5 g, i.e.,

VehAcc > -0.5 g

and whether the second condition

BY_DRIVE(anderes Rad) = 0? [anderes Rad = other wheel]

A relatively high vehicle acceleration (> -0.5 g) or, in other words, a deceleration less than -0.5 g, contains a statement on the momentary condition of the road or the coefficient of friction.

At high vehicle deceleration, which for physical reasons is possible only under good road conditions, the damping measure according to the invention should not be carried out.

The second condition

BY_DRIVE(anderes Rad) = 0

or the decision dependent on this condition has the consequence that the damping measure is always applied to only one of the two driven wheels—only vehicles with one driven axle are considered here. Thereby it becomes possible to implement relatively "drastic" damping measures in which, for instance, a very high brake slippage is tolerated for a short time. In one embodiment of the damping measure of the method according to the invention, the pressure relief on the controlled wheel starts after the changeover to special control only if a relative slippage of 50% is exceeded

If the conditions checked in decision step 5 have been met ("yes"), then vibration recognition, i.e., the recognition of drivetrain vibrations, is signaled, as symbolized in program step 6. For the drive wheel in question we have

BY_DRIVE = 1.

For this wheel, special control that effectively damps the drivetrain vibrations is initiated for a prescribed time span. The standard brake pressure control of the wheel is modified for a given time span; this is explained later in greater detail on the basis of Figure 3.

In the flow chart of Figure 1 therefore,

BY_DRIVE_REC

is the actual vibration recognition signal or recognition bit; "BY_DRIVE," on the other hand, can be interpreted as a control signal or control bit. BY_DRIVE is set (i.e., BY_DRIVE = 1) only if, as already described, the calculated vehicle deceleration is less than -0.5 g and if the control bit (BY_DRIVE) for the other drive wheel is not set or not yet set, i.e.,

BY_DRIVE(anderes Rad) = 0

The control signal BY_DRIVE is consequently set only for braking processes on roads with low to medium coefficient of friction and always only for one of the two drive wheels. As soon as the vehicle deceleration becomes greater than the prescribed limit value, in the current example, greater than -0.5 g, if the vibrations have decayed or left the frequency range $>f_{\text{Min}}; <f_{\text{Max}}$, so that "BY_DRIVE_REC" changes from 1 to 0, vibration recognition ends and thus also the damping measure on the wheel in question that was initiated by the vibration recognition.

"BY_DRIVE" serves for instance as a control bit for changing over or modifying the pressure modulation on the drive wheels.

The resetting of the counter when the frequency lies outside the prescribed critical range, the status of the recognition signal (BY_DRIVE_REC = 0) at too low a counter value and the nonfulfillment of the AND condition 5 are symbolized in Figure 1 by program steps 7, 8 and 9.

Driving tests have shown that, by means of the vibration recognition as described and the damping measure according to the invention, disturbing drivetrain vibrations can be effectively and rapidly suppressed. For a recognition bandwidth of 5 Hz to 23 Hz and a reaction after 5 semivibrations (counter value > 4 according to program step 3 in Figure 1), drivetrain vibrations are recognized in practice after 250 msec. With the above-mentioned drastic damping measures, roughly 700-800 msec elapse in practice from the time of the start of vibration to total decay of the vibrations.

Figure 2a illustrates the speed curve of a wheel during a normal controlled braking process. If one differentiates the control process and the control reaction as indicated in Figure 2a into successive phases Ph2, Ph4, Ph3, then pressure relief takes place in phase Ph2, pressure buildup in phase Ph3 and essentially pressure maintenance in Ph4, or optionally a premature pressure buildup.

If drive train vibrations appear during the ABS-controlled braking maneuver, this leads to the curve of wheel velocity shown in Figure 2b. Without damping measures, a rapid alternation of pressure relief and pressure buildup phases establishes itself and the control frequency becomes high. This results in the aforementioned loss of comfort and disturbing noises, increased wear and tear and even safety-critical control processes.

The measurement printout of Figure 3 reproduces, as an excerpt of an ABS-controlled braking maneuver, the velocity curve

v_1, v_2

of the two drive wheels in a braking phase affected by drivetrain vibrations. Moreover, the recognition and control signals

BY_DRIVE_REC 1, 2

(i.e., at wheel "1," wheel "2") and

BY_DRIVE 1, 2

are illustrated. The solid curve lines apply to drive wheel 1 and the dash lines to wheel 2 [sic; the actual figure is the opposite].

The velocity curve of the two wheels and the braking pressure

p_1, p_2

in the associated wheel brakes are shown.

The drive wheels with wheel speeds v_1, v_2 begin to vibrate after the start of antilock control at time t_0 . The vibration frequency f (cf. Figure 1) lies inside the range typical of drivetrain vibrations and in the frequency range specified by filter 1. The vibration halfwaves are counted by counter 2. At time t_1 , the counter state reaches the value "5," thus exceeding the limit value "4" at this time t_1 and thus initiates a recognition signal BY_DRIVE_REC 1 (see the uppermost curve line in Figure 3). At this time t_1 , the vehicle acceleration is above -0.5 g (this is

not shown in Figure 3); moreover, the signal BY_DRIVE 2, i.e., the control bit of the "other" wheel is not yet set at this time t_1 , so that now for this first wheel 1 a recognition or control signal BY_DRIVE = 1

is issued and thereby a damping measure is initiated at this wheel. As is evident from the curve of braking pressure p_1 on drive wheel 1, the braking pressure is held constant subsequent to t_1 , although the strong deceleration or the increasing slippage at wheel 1 would result in a pressure relief under "normal" braking pressure control.

The slippage at drive wheel 1 finally reaches a defined limit value at time t_3 , for instance, a relative slippage value of 50%, so that now a control-induced relief of braking pressure p_1 takes place, independently of the vibration recognition signals. As velocity curve V_1 reveals, this pressure relief then results quite quickly in a recovery of wheel 1 and an approximation of wheel speed v_1 to the vehicle speed (not shown).

The second drive wheel with speed v_2 likewise begins to vibrate starting roughly from time t_0 . In the illustrated example, however, this is not "recognized," or does not lead to damping measures on wheel 2, because a vibration recognition takes place on wheel 1 first, namely at time t_1 . The small time difference between t_1 and t_2 that expresses itself in a corresponding delay of signal BY_DRIVE_REC 2 compared to signal BY_DRIVE_REC 1 illustrates this. By limiting the damping measures to one defined drive wheel, it becomes possible to provide a radical, "drastic" damping measure that leads to the decay of the drivetrain vibrations in a very short time. A comparison of the braking pressure curve p_1 on wheel 1, which is subject to special control, to the pressure p_2 on drive wheel 2, which is normally controlled, illustrates the differences. The effective damping is achieved by the above-described holding of the braking pressure constant in the time span from t_1 to t_3 and the acceptance of a very high braking slippage. On the other hand, the relief of braking pressure p_2 on wheel 2 starts even before time t_2 as a consequence of the wheel [speed] curve v_2 .

The recognition signals subsequent to t_4 do not lead to any additional damping measures in the example of the braking process illustrated in Figure 3, because the braking pressure has obviously been largely reduced or the controlled braking process has largely been ended. The amplitudes of the superimposed vibrations after t_4 are relatively small.

Figure 3 thus shows an example of an effective measure for vibration damping as a consequence of drivetrain vibration recognition which also comprises the selection or recognition of one of the two wheels according to prescribed criteria and thus the preparation for the damping measures according to the invention; since the wheel vibrations are produced by drivetrain vibrations, such vibrations naturally appear on both drive wheels, albeit possibly with different intensities and in different phases.

The choice of the recognition bandwidth of 5-23 Hz, implemented by filter 1 according to Figure 1 and the counting of at least 5 successive half vibrations as a prerequisite for vibration recognition result, on the one hand, in a secure reaction to vibrations and, on the other, in a fast recognition and initiation of countermeasures or damping measures. In practice, drivetrain vibrations are recognized at the latest after 250 msec in this manner and can be effectively damped in a period of 400-600 msec subsequently.

Drivetrain vibrations appear mostly with controlled braking processes in the engaged state on certain types of roads with low coefficients of friction. They are particularly intense on so-called "peak ice," namely for road conditions in which the coefficient of friction is maximal only within a relatively narrow slippage range and rapidly decreases outside this range.

An analysis showed that the pressure modulation that is the result of a controlled braking process amplifies the vibration tendency of the drive wheels in the most unfavorable case in that pressure relief takes place precisely when the wheel is in the reacceleration phase and, conversely, pressure is built up precisely when the wheel enters slippage. In order to counteract this behavior, the present method was developed, having as its object the early detection of drivetrain vibrations, the determination of a drive wheel on which the damping measure acts and the changeover to special control, which brings about the vibration damping.

With the countermeasures it is intended in general that a vibration excitation can be prevented in general and, in case of recognized vibration, pressure relief, pressure buildup and pressure maintenance can be controlled such that a vibrating wheel is actively damped.

To avoid excitation of vibrations, a premature pressure buildup, which makes senses under certain conditions already in the actual constant-pressure phase, is ruled out if pressure relief processes and pressure buildup processes directly follow one another.

If the drivetrain nonetheless begins to vibrate or the vibrations continue, additional measures take effect.

The most effective measure has proven to be a stoppage of pressure buildup, in which the pressure level in the wheel brake cylinder of one of the two vibrating wheels is maintained until at most 50% relative wheel slippage is achieved. This leads to a low-level slippage recovery of the wheel with the vibration strongly decaying. The vibration damping is transmitted via the differential to the second drive wheel of the axle as well, for which there was no pressure stoppage.

If a relative wheel slippage of more than 50% has been achieved, the wheel is given the possibility of reacceleration by pulsed pressure relief. Hereby and by virtue of the fact that the measure is applied to only one wheel, the engine does not stall.

Claims

1. Method of damping wheel vibrations or drivetrain vibrations during a controlled braking maneuver, characterized in that, when critical vibrations are recognized for one wheel selected according to prescribed criteria, the braking pressure control of this wheel is changed over to a special control for a given time span.

2. Method according to Claim 1, characterized in that, after the onset of special control, a relief of braking pressure is prevented and a control-induced pressure buildup is delayed and/or permitted only with a shallow gradient.

3. Method according to Claim 1, characterized in that the braking pressure is held at least approximately constant during the special control.

4. Method according to one or more of Claims 1-3, characterized in that the special control is ended as soon the braking slippage of the wheel exceeds a prescribed limit value, particularly a relative slippage value on the order of between 40% and 60%, e.g., 50%.

5. Method according to one or more of Claims 1-4, characterized in that wheel vibrations that lie in a prescribed frequency range typical of drivetrain vibrations that appear at a vehicle acceleration lying above a limit value and last more than a prescribed time span or number of vibrations are evaluated as critical.

6. Method according to Claim 5, characterized in that a vibration range between 5 Hz and 23 Hz is prescribed as the typical frequency range.

7. Method according to Claim 5, characterized in that a vehicle acceleration that is greater than -0.6 g to -0.3 g, particularly greater than -0.5 g, is prescribed as the limit value.

8. Method according to one or more of Claims 5-7, characterized in that only wheel vibrations that last for more than a prescribed minimum number of successive vibrations or half vibrations are evaluated as critical.

9. Method according to Claim 8, characterized in that 4-8, e.g., 5, successive half vibrations are prescribed as the minimum number.

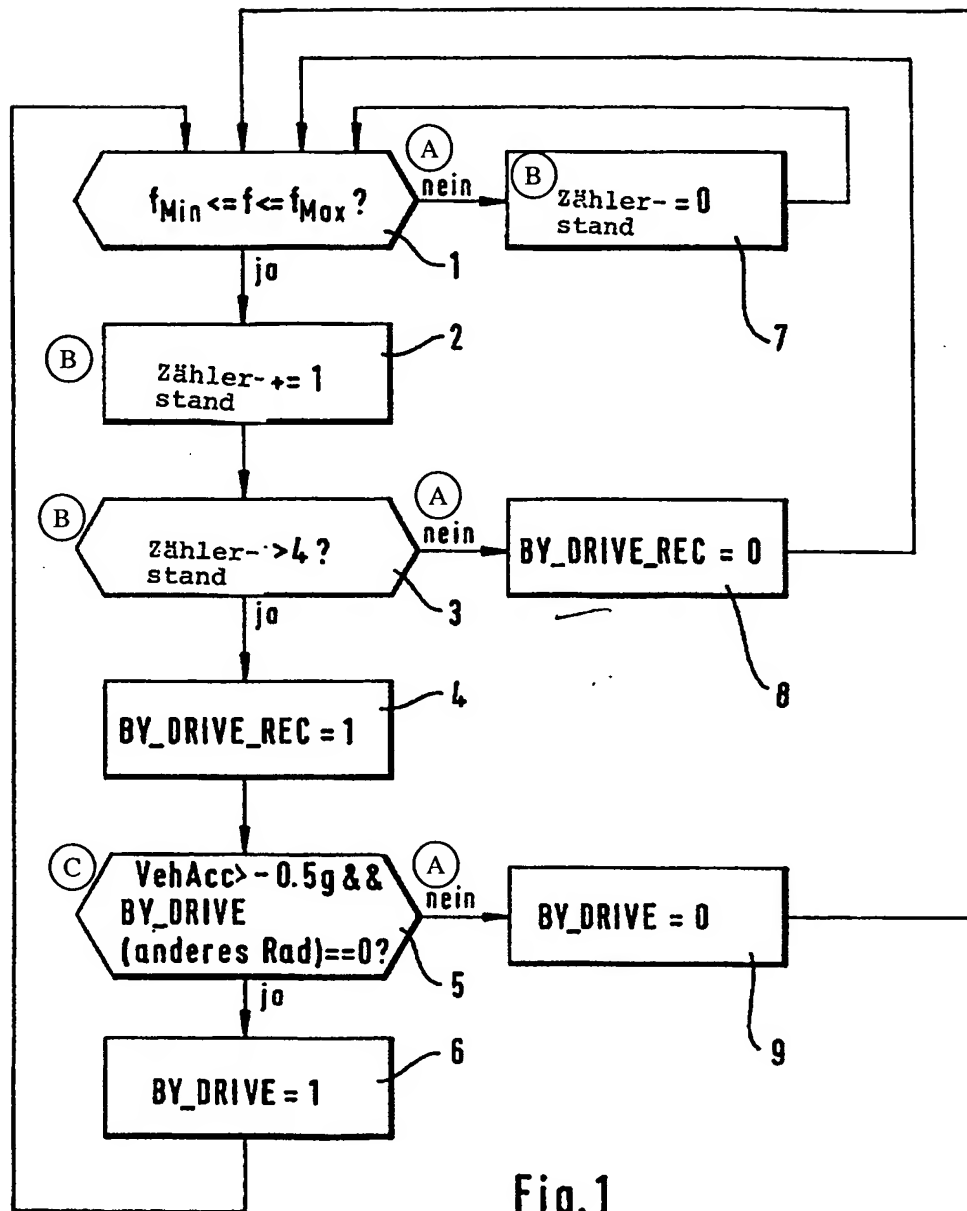


Fig.1

Key: A No
 B Counter value
 C (other wheel)

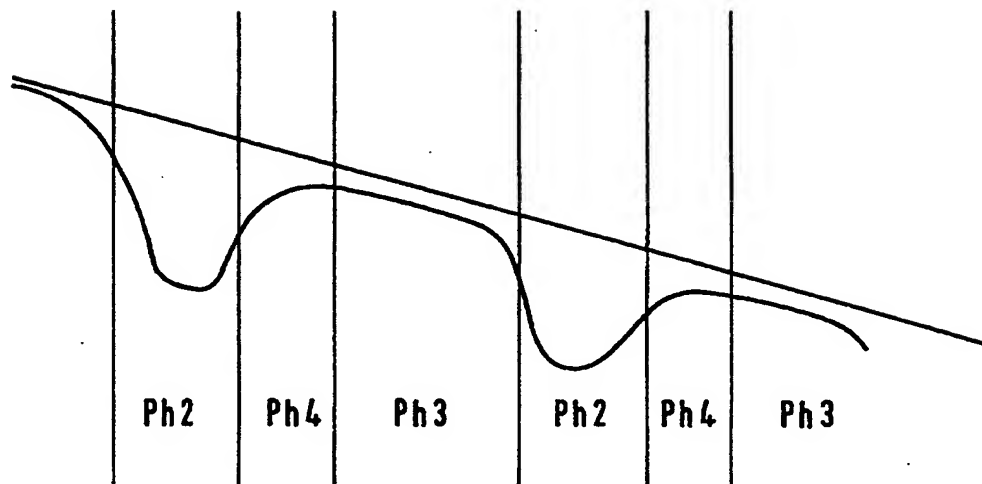


Fig. 2a

① { Ph2 : Druckabbau
Ph3 : Druckaufbau
Ph4 : Druckhalten

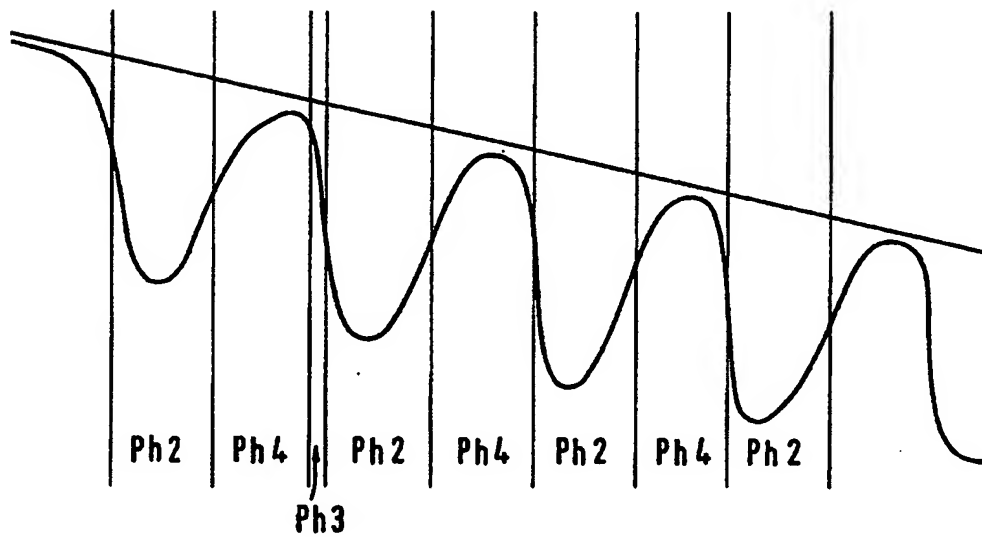


Fig. 2b

Key: 1 Ph2: Pressure relief
 Ph3: Pressure buildup
 Ph4: Pressure maintenance

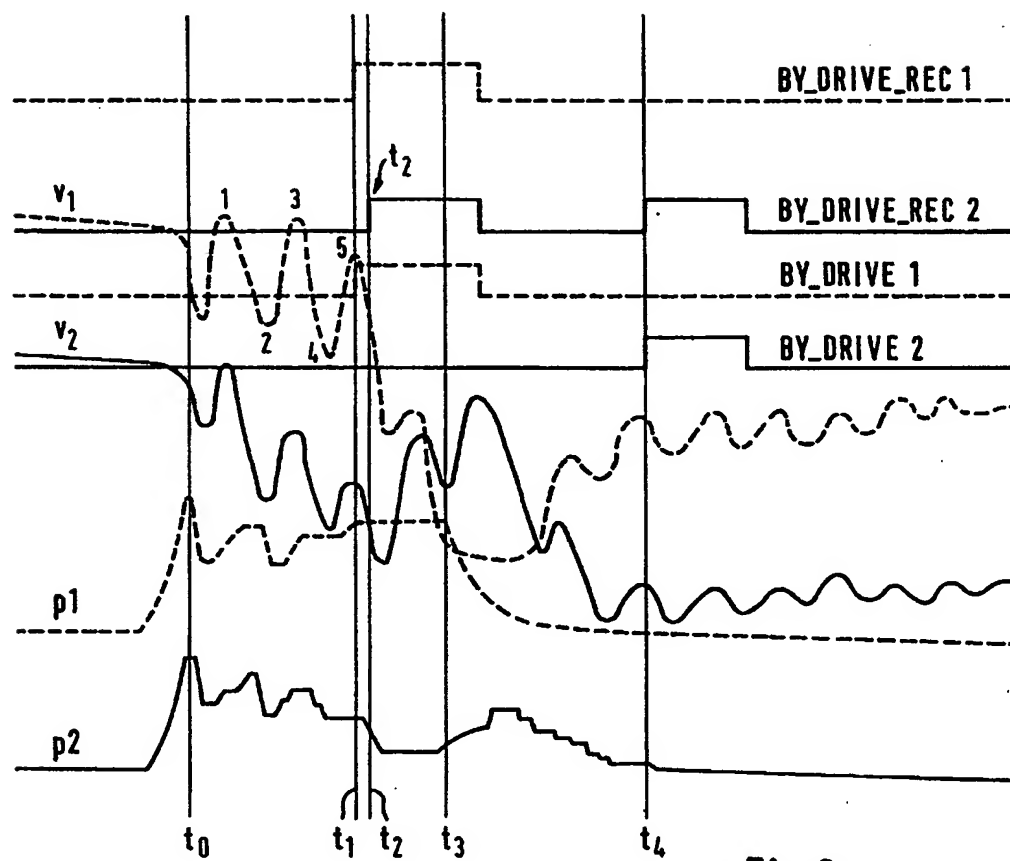


Fig.3